

⑨ 日本国特許庁 (JP)

⑩ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報 (A)

昭59—170552

⑪ Int. Cl.³
F 16 H 9/12
11/06

識別記号

庁内整理番号
7127—3 J

⑬ 公開 昭和59年(1984)9月26日

発明の数 1
審査請求 未請求

(全 7 頁)

⑭ Vベルト伝動式自動変速機

富士見市針ヶ谷111—10

⑯ 特 願 昭58—43215

⑰ 出 願 人 本田技研工業株式会社

⑱ 出 願 昭58(1983)3月17日

東京都渋谷区神宮前6丁目27番

⑲ 発 明 者 宮崎国男

8号

⑳ 代 理 人 弁理士 江原望 外1名

明 細 書

1. 発明の名称 Vベルト伝動式自動変速機

2. 特許請求の範囲

ウエイトに働く遠心力により駆動側Vプーリの両プーリフェイス側面間の間隔が低速状態で広く高速状態で狭くなるVベルト伝動式自動変速機において、前記駆動側Vプーリのプーリフェイスを駆動軸に対し回転方向にもかつ軸方向にも相対的に移動可能に嵌装し、該プーリフェイスおよび駆動軸のいずれか一方にガイド溝を形成するとともに他方に該ガイド溝と係合する突起を一体に突設したことを特徴とするVベルト伝動式自動変速機。

3. 発明の詳細な説明

本発明は、自動二輪車等に用いられるVベルト伝動式自動変速機に関するものである。

従来のVベルト伝動式自動変速機においては、第1図に図示されるように、駆動軸01にVプーリの固定フェイス02とランブプレート04とが一体に嵌装され、Vプーリの可動フェイス03は軸方向に移動しうるが周方向には駆動軸01と一体

となつて回転しうるように同駆動軸01に嵌合され、同可動フェイス03とランブプレート04間にウエイトローラ05が介装され、従動スリーブ06にVプーリの固定フェイス07が一体に嵌装されるとともに、Vプーリの可動フェイス08が軸方向に移動しうるが周方向には従動スリーブ06と一体となつて回転しうるように同従動スリーブ06に嵌装され、同可動フェイス08はコイルスプリング09のばね力で固定フェイス07に接近するように賦勢され、前記駆動側Vプーリのフェイス02、03と従動側Vプーリのフェイス07、08との間にVベルト010が架渡されている。

また前記自動変速機においては、ウエイトローラ05が接する可動フェイス03とランブプレート04の相対する面は、母線が直線状の円錐面に形成されており、駆動軸01が停止または低速回転している状態では、ウエイトローラ05は最も駆動軸01の中心寄りに位置して、可動フェイス03は固定フェイス02より離れ、Vベルト010の駆動側彎曲半径が小さく、かつ従動側彎曲半径

が大きく、従つて変速比が最大となり、駆動軸01の回転速度が増加するにつれて、ウエイトローラ05は漸次駆動軸01の中心より離れて、可動フェイス03は駆動軸01とともに、回転しながら軸方向へ移動して固定フェイス02に接近し、Vベルト010の駆動側彎曲半径が大きくなるとともに従動側彎曲半径が小さくなり、変速比が小さくなるようになつてゐる。

この場合、駆動軸01の回転数 N_1 と従動スリーブ06の回転数 N_2 とは、第2図に図示されるような関係を有している。

即ちAの変速比一定領域では、ウエイトローラ05に働く遠心力による可動フェイス03を固定フェイス02に接近させようとする推力でVベルト010の駆動側彎曲半径を大きくしようとする力よりも、コイルスプリング09の設定ばね力でVベルト010の従動側彎曲半径を大きくしようとする力の方が大きいので、Vベルト010の駆動側彎曲半径が最小でかつ従動側彎曲半径が最大となつて、変速比 $\frac{N_1}{N_2}$ が最大となる。

- 3 -

を適宜変更することにより変速点B、Dを定めることができるが、変速比変化領域Cにおける変速比の特性を自由に変えることは困難であつた。

本発明は、このような難点を克服したVベルト伝動式自動変速機の改良に係り、その目的とする処は、所要の伝達特性が得られる小型軽量のVベルト伝動式自動変速機を供する点にある。

以下第3図ないし第5図に図示された本発明の一実施例について説明する。

1はスクータ型自動二輪車で、同自動二輪車1の後部において、スイング式パワーユニット5の前部は、リンク3を介してフレーム2に上下へ揺動自在に枢支され、同パワーユニット5の後部は、緩衝器4を介してフレーム2に枢支されている。

またパワーユニット5では、エンジン6と伝動ケース7が一体的に構成されており、伝動ケース7の後部に枢支された後車輪33はエンジン6の動力で回転駆動されるようになつてゐる。

さらにエンジン6のクランクシャフト8は前記伝動ケース7内の前部に突出され、クランクシャ

そして変速点Bに達すると、前記バランスが崩れ、駆動軸01の回転数 N_1 の増大によるウエイトローラ05の遠心力の増加でVベルト010の駆動側彎曲半径が大きくなるとともに従動側彎曲半径が小さくなり、従動スリーブ06の回転数 N_2 が大巾に増大し、Cの変速比変化領域に入る。この変速比変化領域Cでは、前記駆動側彎曲半径の増大と従動側彎曲半径の減少で、変速比が小さくなるように変化する。

さらに変速点Dに達すると、ウエイトローラ05が回転中心よりも最も遠く離れ、Vベルト010の駆動側彎曲半径が最大となるとともに、従動側彎曲半径が最小となり、変速比 $\frac{N_1}{N_2}$ が最小となる。

さらに変速点Dを越えて駆動軸01の回転数 N_1 が増加しても、変速比 $\frac{N_1}{N_2}$ は最小のまま変わらず、この変速比で従動スリーブ06が回転する。

第1図に図示された従来のVベルト伝動自動変速機では、ウエイトローラ05の質量、可動フェイス03ならびにランブプレート04の傾斜角度、コイルスプリング09のばね特性、設定ばね力等

- 4 -

フト8には、ランブプレート9が一体に嵌着されるとともに、ドライブフェイスボス10およびドライブ固定フェイス11がナット12の締付けにより同シャフト8に一体に嵌着されている。

さらにまた前記ドライブフェイスボス10にドライブ可動フェイス13が回転方向にも軸方向にも移動自在に嵌合され、同ドライブ可動フェイス13の円筒部13aには第5図に図示されるような形状のガイド溝13bが形成され、同ガイド溝13bを貫通して前記ドライブフェイスボス10にピン14が嵌着されている。

しかも前記クランクシャフト8とドライブフェイスボス10との嵌合部にグリス溜め15が形成されるときとも、同グリス溜め15とドライブフェイスボス10の外周部とに亘り孔16が形成され、前記ドライブフェイスボス10とドライブ可動フェイス13との嵌合部両側縁にオイルシール17が介装され、さらにドライブ可動フェイス13の円筒部13aの外周にOリング18を介してシールスリーブ19が嵌合されており、前記グリス溜め15に注入されたグリー

- 5 -

- 286 -

- 6 -

スは外部へ漏出することなくピン14とガイド溝13bとの摩擦軽減に役立つようになっている。

また前記ドライブ可動フェイス13の裏面13aとランププレート9の内面9aとの間で周方向へ亘り一定間隔毎にウエイトローラ20が介装されている。

さらに伝動ケース7の後部に回転自在に枢支されたドリブンシャフト21にボス22が回転自在に係合され、同ボス22にドリブン固定フェイス23が一体に嵌着されている。

さらにまたボス22にドリブンカム24が遊嵌され、同ドリブンカム24にドリブン可動フェイス25が一体に嵌着され、前記ドリブンカム24に設けられた軸方向のカム溝24aを貫通してボス22にピン26が嵌着されており、ドリブンカム24およびドリブン可動フェイス25はカム溝24aに案内されてボス22に対して相対的に軸方向へ移動されるようになっている。

またボス22にクラッチインナープレート28がナット35により一体に嵌着され、ドリブン可動フェ

イス25とクラッチインナープレート28とに圧縮コイルスプリング27が介装され、同クラッチインナープレート28に遠心クラッチシユー29が揺動自在に枢着され、同遠心クラッチシユー29を圍繞するように形成されたクラッチアウター30はナット36によりドリブンシャフト21に一体に嵌着されている。

さらにドリブンシャフト21は減速ギヤ装置31を介して後車軸32に連結され、同後車軸32に後車輪33が一体に取付けられている。

さらにまた前記ドライブフェイス11、13とドリブンフェイス23、25とにVベルト34が架渡されている。

しかして前記ドライブ可動フェイス13の円筒部13aに形成されたガイド溝13bは、第5図に図示されるように、ランププレート9の側から固定フェイス11側に向いクランクシャフト8の回転方向に沿って斜め方向に指向している。

第3図ないし第5図に図示の実施例は前記したように構成されているので、エンジン1が停止あ

- 7 -

るいは低速回転している状態では、圧縮コイルスプリング27のばね力によりドリブン可動フェイス25がドリブン固定フェイス23に押付けられ、ドリブンブリーに巻付けられるVベルト34の巻付け半径が最大となるとともに、ウエイトローラ20はクランクシャフト8の回転中心に最も接近したドライブ可動フェイス円筒部13aの外周面に接触してドライブ可動フェイス13はドライブ固定フェイス11より最も離れ、ドライブブリーに巻付けられるVベルト34の巻付け半径は最小となり、その結果、変速比 $\frac{N_1}{N_2}$ 最大となる。

次にエンジン1の回転数が増加するに伴ないウエイトローラ20に働く遠心力 $m r \omega^2$ (m :ウエイトローラ20の質量、 r :クランクシャフト8の中心軸とウエイトローラ20の中心との間の距離、 ω :クランクシャフト8の回転角速度)が増大し、第6図から明らかなように、

$$P = K \cdot \frac{m r \omega^2}{(\tan \alpha + \tan \beta)}$$

ただし α :可動フェイス13の裏面傾斜角

β :ランププレート9の傾斜角

- 9 -

- 8 -

なるドライブ固定フェイス11に向う軸方向力 P が作用する。

この軸方向力 P の増加によりVベルト34に働く張力が増大し、ドリブン側の固定フェイス23と可動フェイス25との間隔を広げる力が両フェイス23、25に作用するが、両フェイス23、25の間隔を狭めようとする圧縮コイルスプリング27のばね力に打勝つ迄は、前記した最大変速比でドリブン側に動力が伝達される。

このウエイトローラ20の遠心力増大によるドリブン側フェイス23、25を広げる力が圧縮コイルスプリング27のばね力に打勝つと(第7図において B_1 変速点)、ドリブン側フェイス23、25間の間隔が広がるとともにドライブ側フェイス11、13間の間隔が狭くなり、変速比 $\frac{N_1}{N_2}$ は減少し始める。

この場合、クランクシャフト8およびドライブフェイスボス10は第5図で反時計方向に回転しているため、第8図に図示されるようにピン14よりドライブ可動フェイス13のガイド溝13bの側面へクランクシャフト8の回転方向に沿った回転力 P

- 287 -

- 10 -

が加えられ、ガイド溝13bの傾斜により軸方向力 Q が可動フェイス13に加えられる。この軸方向力 Q はウエイトローラ20の遠心力による軸方向力 P を相殺するため、ウエイトローラ20の遠心力の増大による変速比 $\frac{N_1}{N_2}$ の減少の割合は、ガイド溝13bが軸と平行な場合に比べて緩やかとなり、第7図に図示されるドライブ側回転数 N_1 とドリブン側回転数 N_2 の変化の関係を示した変速比変化領域 C_1 における曲線の勾配は右上りとなる。

またドライブ側の可動フェイス13のガイド溝13bにピン14に係合させたため、ドリブン側の可動フェイスのガイド溝にピンに係合させたもの比べてガイド溝13bおよびピン14に働くトルクが小さく、従つてガイド溝13b内をピン14が軽快に移動し、変速比が円滑に変化し易い。

さらにガイド溝13bとピン14はドライブ側に配設されているため、ガイド溝13bとピン14とに働くトルク変化が少なく、ドライブ側回転数 N_1 の変化に一義的に対応してドリブン側回転数 N_2 が変化する。

-11-

の形状を変えることにより、ウエイト質量やその他を変更することなく、変速比が変化する変速域の特性を自由に変えることができる。

また本発明においては、通常トルクの小さな駆動側に前記ガイド溝とピンとを設けたため、前記変速比の変化を円滑に行なわせることができる。

4. 図面の簡単な説明

第1図は従来のVベルト伝動式自動変速機の縦断平面図、第2図は同変速機の変速特性を図示した特性図、第3図は本発明に係るVベルト伝動式自動変速機の一実施例を備えたスクータ型自動二輪車の要部側面図、第4図は同実施例を図示した縦断平面図、第5図は同実施例の要部斜視図、第6図はウエイトローラの遠心力による軸方向力を図示した説明図、第7図は前記実施例の変速特性を図示した特性図、第8図は同実施例においてガイド溝が傾斜したために生ずる軸方向力を図示した説明図、第9図は他の実施例の要部平面図、第10図は同実施例の変速特性を図示した特性図、第11図はさらに他の実施例の要部平面図、第12図は

前記実施例におけるガイド溝13bの傾斜方向を逆にすれば、第7図の点線で図示されるように、ドライブ側回転数 N_1 の変化に対応してドリブン側回転数 N_2 は変化する。

またガイド溝13bの形状を第9図の実線および点線で図示するように形成すれば第10図の実線および点線で図示されるような変速比 $\frac{N_1}{N_2}$ の特性が得られ、さらにガイド溝13bの形状を第11図の実線および点線で図示するように形成すれば、第12図の実線および点線で図示するような変速比 $\frac{N_1}{N_2}$ の特性が得られる。

このように本発明では、ウエイトに働く遠心力により駆動側Vプーリの両プーリフェイス側面間の間隔が低速状態で広く高速状態で狭くなるVベルト伝動式自動変速機において、前記駆動側Vプーリのプーリフェイスを駆動軸に対し回転方向にもかつ軸方向にも相対的に移動可能に嵌装し、該プーリフェイスおよび駆動軸のいずれか一方にガイド溝を形成するとともに他方に該ガイド溝に係合する突起を一体に突設したため、前記ガイド溝

-12-

同実施例の変速特性を図示した特性図である。

1…スクータ型自動二輪車、2…フレーム、3…リンク、4…緩衝器、5…スイング式パワーユニット、6…エンジン、7…伝動ケース、8…クラックシャフト、9…ランププレート、10…ドライブフェイスボス、11…ドライブ固定フェイス、12…ナット、13…ドライブ可動フェイス、14…ピン、15…グリス溜め、16…孔、17…オイルシール、18…Oリング、19…シールスリーブ、20…ウエイトローラ、21…ドリブンシャフト、22…ボス、23…ドリブン固定フェイス、24…ドリブンカム、25…ドリブン可動フェイス、26…ピン、27…圧縮コイルスプリング、28…クラッチインナープレート、29…遠心クラッチシュー、30…クラッチアウター、31…減速ギヤ装置、32…後車軸、33…後車輪、34…Vベルト、35、36…ナット。

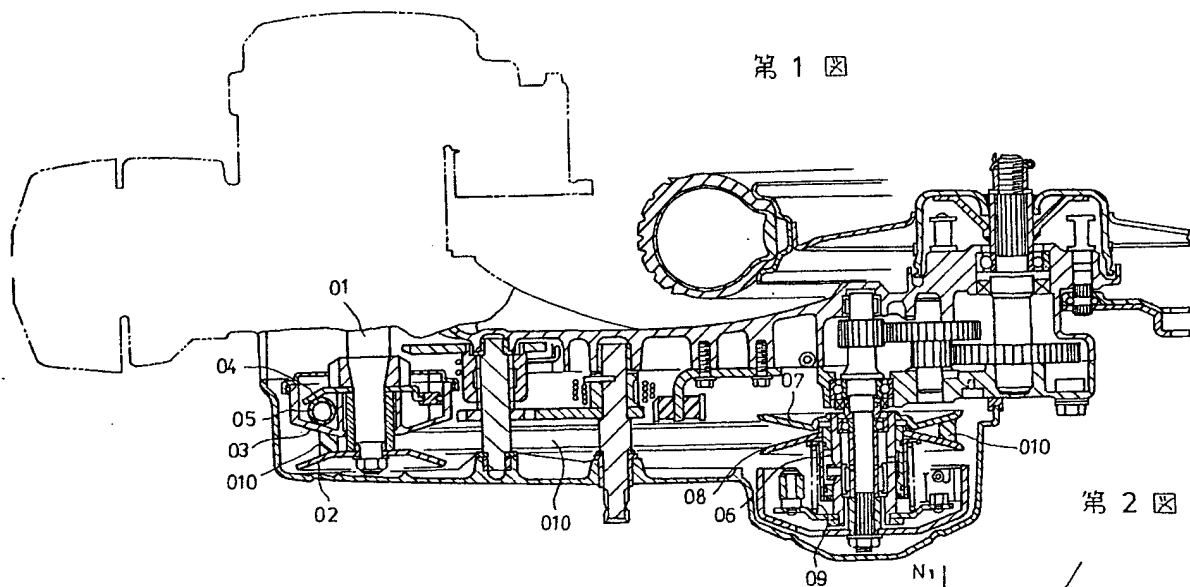
代理人 弁理士 江 原 望
外 1 名

-13-

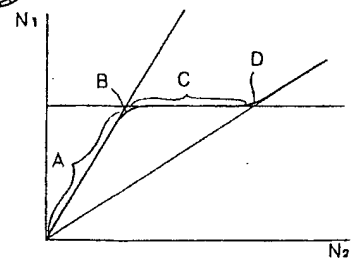
-288-

-14-

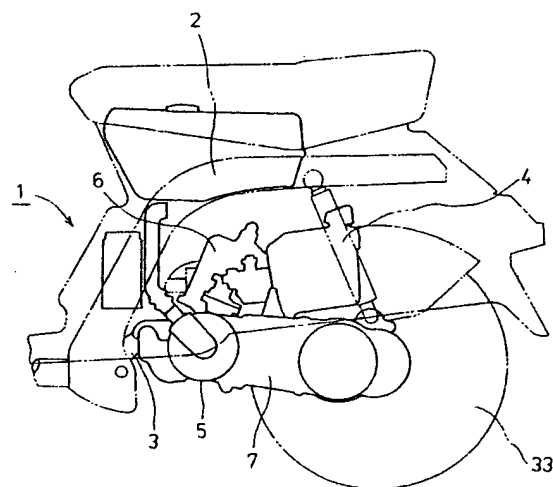
第 1 図

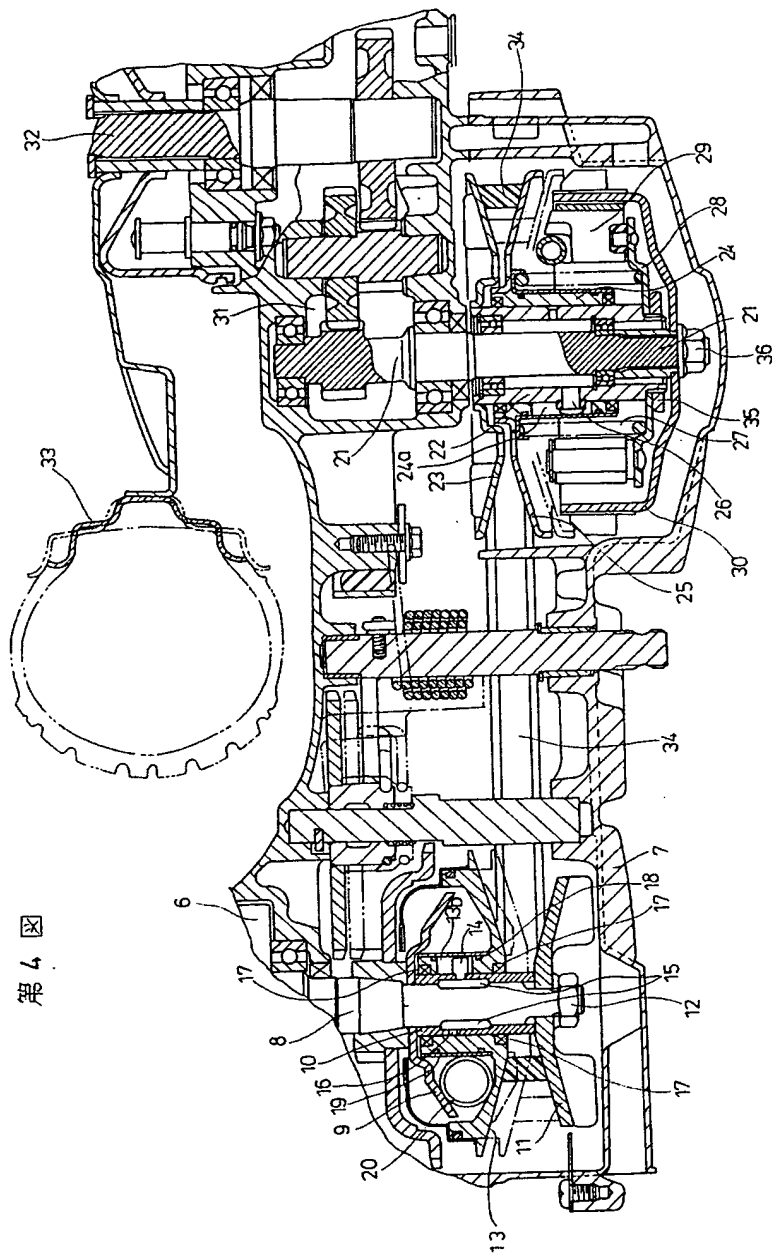


第 2 図



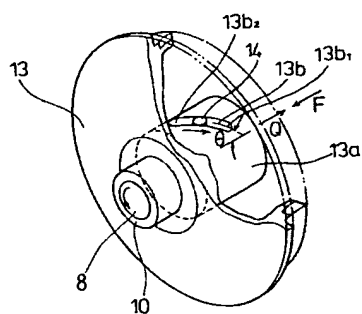
第 3 図



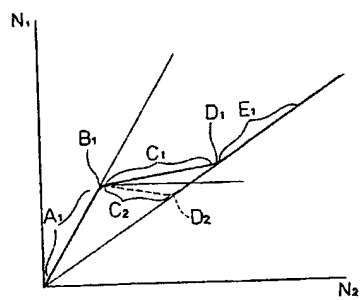


第4図

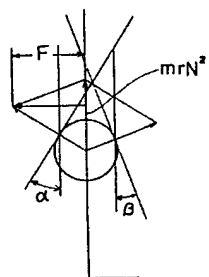
第 5 図



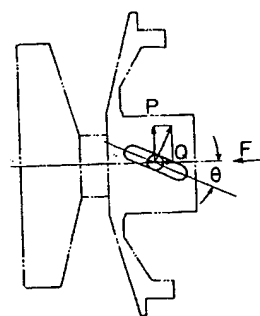
第 7 図



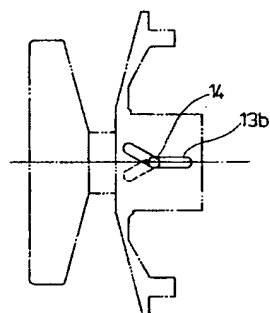
第 6 図



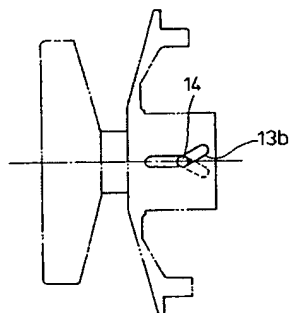
第 8 図



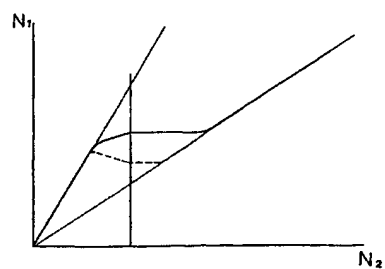
第 9 図



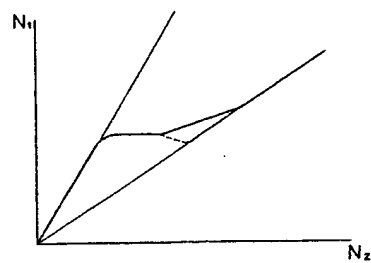
第 11 図



第 10 図



第 12 図



PAT-NO: JP359170552A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 59170552 A

TITLE: V-BELT TRANSMISSION TYPE AUTOMATIC TRANSMISSION

PUBN-DATE: September 26, 1984

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

MIYAZAKI, KUNIO

INT-CL (IPC): F16H009/12, F16H011/06

US-CL-CURRENT: 474/13

ABSTRACT:

PURPOSE: To realize arbitrary setting of characteristics in speed change zone by a structure wherein the movable face of a driving side pulley is fitted onto a driving shaft so as to be able to shift in both the directions of rotation and of axis relative to the driving shaft and yet the shifting is performed through the engagement of a pin with a guide groove.

CONSTITUTION: When the rotational frequency of an engine is raised from the running state at low speed, the centrifugal force acting on a weight roller 20 increases, resulting in increasing an axial force F directed towards the driving fixed face 11 of a driving side pulley. When the tension acting on a V-belt 34 increases due to said increase of the force F, the distance between the fixed and movable faces (not shown) of a driven side pulley is widened, while the distance between the fixed and movable faces 11 and 13 of the driving side pulley is narrowed, resulting in starting to reduce the transmission ratio. In addition, at this time, because of the fitting of a pin 14, which is protrudedly provided on a boss 10 fitted onto a crankshaft 8, in a guide groove 13b arranged on the movable face 13, an axial force Q acts on the movable face 13 and consequently the change of the transmission ratio is performed smoothly.

COPYRIGHT: (C)1984,JPO&Japio

----- KWIC -----

Document Identifier - DID (1):

JP 59170552 A